



DETERMINAÇÃO DAS FORÇAS ATUANTES EM UMA SUSPENSÃO DUPLO “A” EM AMBIENTE MULTICORPOS

Luciano de Paula Rodrigues

Rita de Cássia Silva

Universidade de Brasília – UnB

Área Especial de Indústria Projeção A – UnB, Setor Leste

CEP: 72.444-240 Gama, Brazil

luciano.paula.rodrigues@gmail.com

ritasilva@unb.br

Alessandro B. de S. Oliveira

Universidade de Brasília – UnB

Área Especial de Indústria Projeção A – UnB, Setor Leste

CEP: 72.444-240 Gama, Brazil

abso@unb.br

Resumo. *O presente trabalho consiste na modelagem multicorpos de uma suspensão automobilística independente do tipo Duplo “A” utilizada no veículo de competição mini-baja da equipe Piratas do Cerrado da Universidade de Brasília. Neste sentido, são avaliadas as forças lateral, longitudinal e normal atuantes na bandeja inferior deste subsistema a partir da análise dinâmica que considera a relação pneu- pista como principal fonte de excitação do protótipo, a fim de verificar quais dessas forças são mais relevantes para determinação do histórico de carregamento deste componente.*

Palavras chave: *Suspensão Duplo A, Multicorpos, Dinâmica de veículos, Perfil de pista, Histórico de carregamento.*

1 INTRODUÇÃO

As simulações computacionais já se consolidaram como ferramentas essenciais em projetos de engenharia na indústria automotiva, como é apresentado por Hasagasioglu e Kilicaslan (2010) que cita entre suas vantagens de utilização o baixo custo financeiro e o tempo despendido para realização das análises.

O estudo da dinâmica veicular classifica as fontes de excitação no veículo como internas ou externas (GILLESPIE, 1992, REIMPELL, STOLL E BETZLER, 2001). Neste sentido, uma das principais fontes externas, está relacionada ao contato entre o pneu e a pista na qual o carro trafega, como é observado por Lak, Degrande e Lombaert (2011) que defende a ideia de que a irregularidade da rodovia é determinante para o conforto, segurança e durabilidade dos componentes do automóvel.

Assim, a suspensão é o subsistema responsável por promover a dispersão dos sinais transmitidos pela relação pneu-pista para o habitáculo do veículo a fim de garantir conforto e dirigibilidade para seus ocupantes (GILLESPIE, 1992, ELS, THERON E THORESSON, 2007). Espera-se então, que seus componentes sejam capazes de atuar em situações críticas de desempenho e para tanto é necessário a realização de testes e simulações que permitam prever este tipo de circunstância.

O trabalho de Uys, Els e Therosson (2006) expressa a importância do perfil de pista para o desempenho do veículo através da investigação da configuração ótima dos parâmetros da mola e amortecedor de um automóvel comercial *off road*, modelado em ambiente multicorpos, para o qual foi variado o perfil de pista e a velocidade nas simulações com intuito de avaliar o conforto veicular.

O perfil de pista, que será melhor tratado na seção 2.2, refere-se à representação longitudinal da superfície de uma rodovia, que é apresentado na forma de um sinal que retrata suas irregularidades e rugosidade (SAYERS e KARAMIHAS, 1998).

Dentre as técnicas utilizadas na modelagem *Computer Aided Engeneering* (CAE), Konieczny (2012) e Swidergal *et al* (2015) afirmam que o método dos elementos finitos é ideal para análises de um único componente e se apresenta como uma ferramenta menos eficaz para análises de sistemas mecânicos e componentes que experimentam grandes movimentos, como é o caso da suspensão automotiva.

A modelagem Multicorpos (MBS) é uma técnica que permite modelar sistemas mecânicos como corpos rígidos e flexíveis para soluções cinemáticas e dinâmicas. De acordo com Vrāna, Bradác e Kovanda (2016) a cinemática pode ser relacionada a variação dos parâmetros geométricos da suspensão, tais como camber, caster e ângulo do pino mestre, de acordo com a variação das cargas normais, longitudinais e laterais atuantes na roda.

No trabalho de Ticã et al (2013) foi modelado uma suspensão automotiva em MBS e então avaliado o efeito de parâmetros operacionais, como a força lateral atuante na roda, com relação a resposta elastocinemática do modelo. Um dos resultados obtidos em seu estudo consiste na observação de que a força lateral tem relação direta na resposta do ângulo de camber, o que corrobora com afirmações de Gillespie (1992) e Vrāna, Bradác e Kovanda (2016).

Uma prática comum, para quem deseja analisar um componente mecânico que está inserido em um sistema, é primeiro realizar simulações em MBS, que consideram o comportamento cinemático do mecanismo para gerar respostas, que serão utilizadas como

dados de entrada para análise em MEF do componente (KONIECZNY,2012). O que garante, em elementos finitos a consideração das propriedades cinemáticas da suspensão e seus efeitos.

Esta metodologia, na qual a análise em MBS fornece dados para análise MEF é defendida por Busch e Schweizer (2010) e pode ser observada no trabalho de Kamal, Rahman e Rahman (2012), que adota a modelagem MBS para construção de uma suspensão Mc Phearson, adquire o histórico de carregamento sobre a manga, que é analisada posteriormente em MEF, utilizando a resposta da modelagem MBS como dado de entrada para análise de tensão.

Neste trabalho, é realizado a avaliação cinemática das forças geradas a partir da relação pneu-pista em uma suspensão do tipo Duplo A, que é um modelo independente, largamente utilizada na parte dianteira de veículos mini- baja, e composta por duas bandejas (inferior e superior), conjunto mola amortecedor e manga do eixo, como é apresentado na Fig.(1). Além disso, acoplado a este subsistema existe o sistema de direção, que será melhor apresentado na seção 2.1.



Figura 1. Exemplo de suspensão duplo A. Fonte : Rodrigues (2015)

A partir da Fig. (1), pode-se observar que este sistema da suspensão é formado por pelo menos quatro componentes, que quando submetidos a um deslocamento (perfil de pista) experimentam movimentos (translação, rotação e suas combinações) diferentes em cada um dos eixos de referência do modelo, de modo que, as solicitações presentes em um componente é afetada pelo comportamento dos demais (BLUNDELL, HARTY, 2004, HIBBELER, 2005). Portanto, a modelagem MEF sozinha, neste caso, não é adequada, pois necessita-se de uma ferramenta que trate dos componentes como um sistema e que suporte grandes deslocamentos, como o MBS.

Neste contexto, o presente trabalho é a etapa inicial de um estudo onde se tem por finalidade analisar a bandeja inferior de uma suspensão Duplo “A” para vida em fadiga. Portanto, aqui será apresentada a modelagem MBS da suspensão, a fim de adquirir as forças (lateral, longitudinal e normal) que atuam em sua bandeja inferior, a partir de uma análise dinâmica, na qual o sistema é simulado considerando um perfil de pista para previamente determinado para repetição do carregamento. E então, como trabalho futuro, os dados obtidos neste estudo serão aplicados em uma modelagem MEF, de modo a garantir a preservação das características cinemáticas da suspensão na análise em elementos finitos.

2 METODOLOGIA

Nesta seção será apresentada a metodologia utilizada para construção do subsistema da suspensão e direção em ambiente MBS. Em seguida, descreve-se o procedimento realizado para inserção do perfil de pista no modelo desenvolvido e por fim, explica-se a simulação realizada para aquisição das forças atuantes na bandeja inferior.

A seguir na Fig.(2) é apresentado o fluxograma que contém as etapas necessárias para aquisição das forças atuantes na bandeja inferior da suspensão e servirá como guia para desenvolvimento dos itens que serão apresentados a diante.

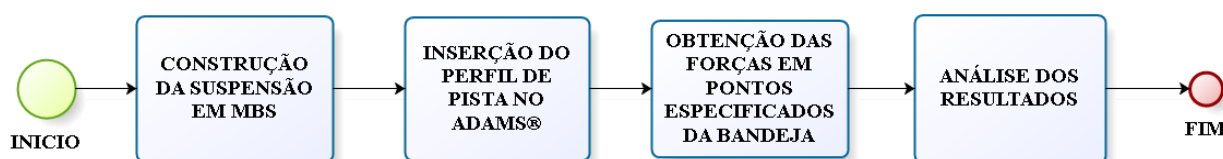


Figura 2. Metodologia aplicada para coleta de resultados

2.1. Construção da suspensão Duplo “A” em ambiente Multicorpos

De acordo com a Fig.(2), esta etapa consiste no primeiro estágio do fluxograma, referente a construção da suspensão em MBS. Nesta seção, será apresentado as principais forças atuantes na roda de um veículo decorrentes da relação pneu-pista, a geometria da suspensão no software e os pontos de interesse para aquisição das forças na bandeja.

Neste estudo, busca-se modelar a suspensão de um protótipo mini baja que está submetida a irregularidades de uma pista. Desta forma, Gillespie (1992) define que a partir da relação entre o pneu e a pista são geradas, sobre a roda, forças laterais (F_y), longitudinais (F_x) e normais (F_z), segundo as coordenadas estabelecidas pela SAE J670:2008 ou ISO 4130:1978.

Na Fig. (3) é apresentado o sistema de coordenadas da SAE simplificado, na qual pode ser observado o plano da roda, que gira em torno de seu eixo, definindo assim o sentido de movimento na direção “X”.

A força longitudinal ou trativa (F_x) é composta principalmente por esforços gerados pela aceleração e frenagem do veículo. Desta forma, esta força é considerada fundamental para que a roda consiga ultrapassar obstáculos (GILLESPIE,1992).

As irregularidades da pista, geram sobre a roda esforços nas três direções, no entanto, a parcela mais significativa desta força é observada na direção Z, através da força normal (F_z).

A força lateral (F_y) é composta, em sua maior parte, por esforços relativos ao balanço do carro em curvas (GILLESPIE,1992, VRÁNA, BRADÁC e KOVANDA, 2016). No entanto ela tem em sua composição parcelas relativas aos movimentos vertical e longitudinal.

Neste trabalho, no entanto busca-se entender o impacto dos deslocamentos verticais da roda (eixo “Z”), relativos ao perfil de pista, sobre as forças F_x , F_y e F_z presentes na roda. De

modo, que outras condições, tais como curva, aceleração ou frenagem não são consideradas neste estudo.

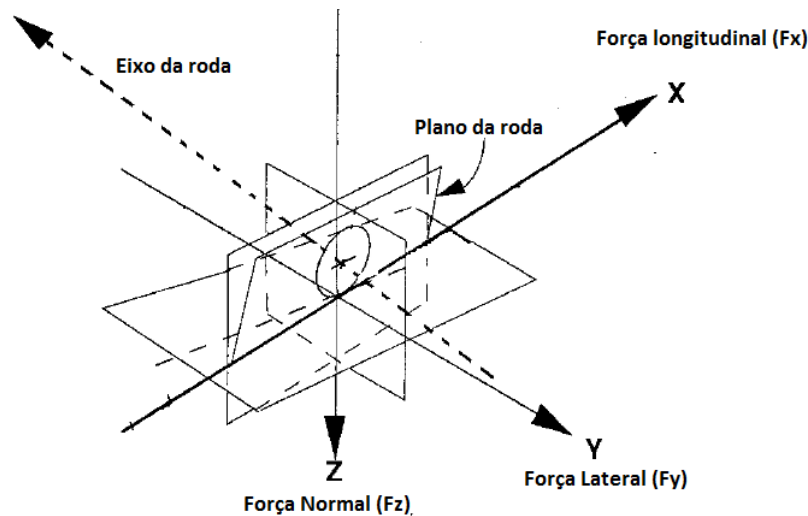


Figura 3. Convenção de forças que agem na roda SAE. Adaptado de Gillespie(1992)

A suspensão utilizada neste trabalho é um modelo MBS baseado no sistema dianteiro existente em veículos do tipo mini – baja da Universidade de Brasília (UnB), que participam das competições promovidas pela *Society of automobilistic Engineering* (SAE).

O interesse na utilização de uma suspensão de um mini – baja ao invés de um veículo comercial, consiste no fato de que este estudo tem o objetivo de no futuro realizar ensaios experimentais na bandeja inferior, a fim de verificar sua resposta a fadiga de baixo ciclo, portanto necessita-se de um componente que apresente a falha em até 10^3 ciclos.

O modelo MBS da suspensão utilizada neste trabalho foi construído de acordo com a metodologia apresentada por Nunes e Silva (2014), que define para construção da geometria de uma suspensão Duplo “A” 11 pontos, que serão os *Hardpoints* do modelo, isto é suas coordenadas a partir da referência global, conforme é apresentado na Fig.(4).

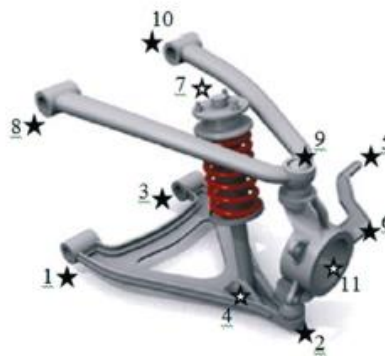


Figura 4. Modelo de Hardpoints para construção de suspensão Duplo "A". Fonte : Nunes e Silva (2014).

A partir da metodologia proposta por Nunes e Silva (2014), modelou-se a suspensão do mini baja de acordo com a Tab.(1) apresentada a seguir, na qual se tem os pontos da Fig.(4) relacionados as suas coordenadas nos eixos “X”, “Y” e “Z”.

Tabela 1. Coordenadas utilizadas para construção da suspensão Duplo "A"

	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1	-100	295,75	0
2	0	778,19	-84,75
3	100	295,75	0
4	0	598,65	-37,5
5	-160	240	30
6	-90,32	620,18	0
7	0	498,75	287
8	-100	315,11	191,28
9	0	750,63	57,72
10	100	315,11	191,28
11	0	766	-15

Andrade (2013) estudou o modelo MBS da suspensão desenvolvida, a fim de comparar os resultados obtidos no ADAMS® com respostas analíticas para cambagem, caster, convergência e outros parâmetros, onde foi verificado uma adequabilidade aceitável entre os resultados numérico e analítico.

Para simular as reações decorrentes da relação pneu – pista em um veículo, o sistema da suspensão e direção são construídos e montadas no *Test-Rig* do ADAMS®, que consiste em um sistema capaz de inserir excitações (deslocamentos e forças) nos sistemas modelados (MSC.ADAMS, 2014). A Fig. (4) apresentada a seguir, consiste no modelo MBS da suspensão e direção em sua vista isométrica e frontal sobre o *Test – Rig*.

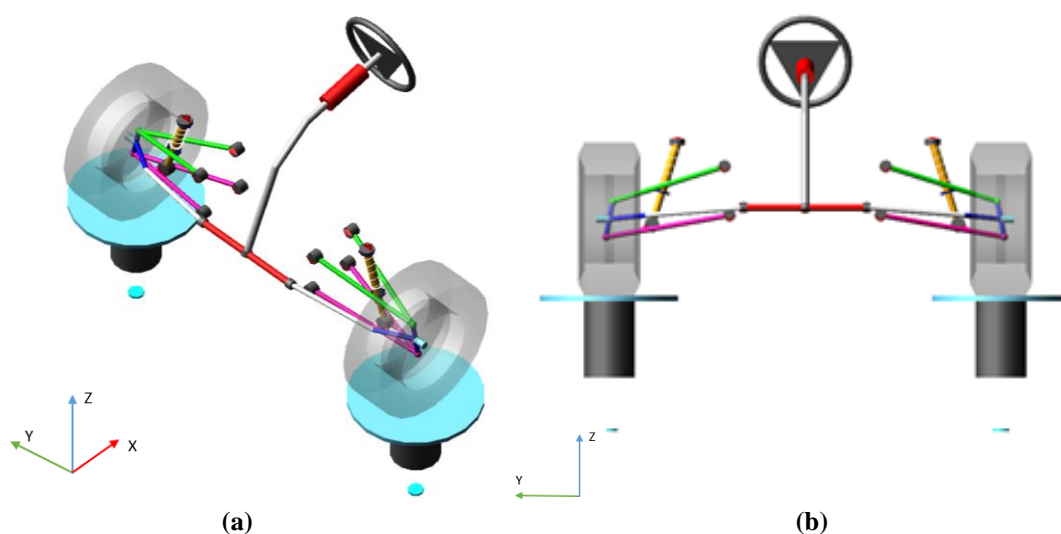


Figura 5. Sistemas de suspensão e direção montadas sobre o Test-Rig em a) vista isométrica e b) vista frontal

Nota-se contudo que o sistema de coordenadas da SAE, disponível na Fig.(3), considera positivo as forças geradas com sentido para baixo, enquanto o modelo da Fig.(5), convencionou como positivo as forças em “Z”, geradas para cima, como pode ser observado no canto inferior esquerdo da imagem. Desta forma, os resultados apresentados neste estudo, consideram o sistema de coordenadas apresentado na Fig.(5).

Os objetos de estudo deste trabalho são as bandejas inferiores da suspensão apresentada na Fig.(4). No entanto, apesar do perfil de pista possuir sinais distintos para o lado esquerdo e direito do modelo MBS, optou-se por apresentar os resultados adquiridos somente para o lado esquerdo da suspensão.

A seguir, é mostrado na Fig.(6), a bandeja inferior esquerda com os pontos de interesse para medição destacados, na qual foi determinado como critério para nomenclatura dos pontos que eles seriam enumerados de 1 a 4, e acompanhados pelo algarismo “L” que representa o lado que está sendo analisado, neste caso o esquerdo (*left*).

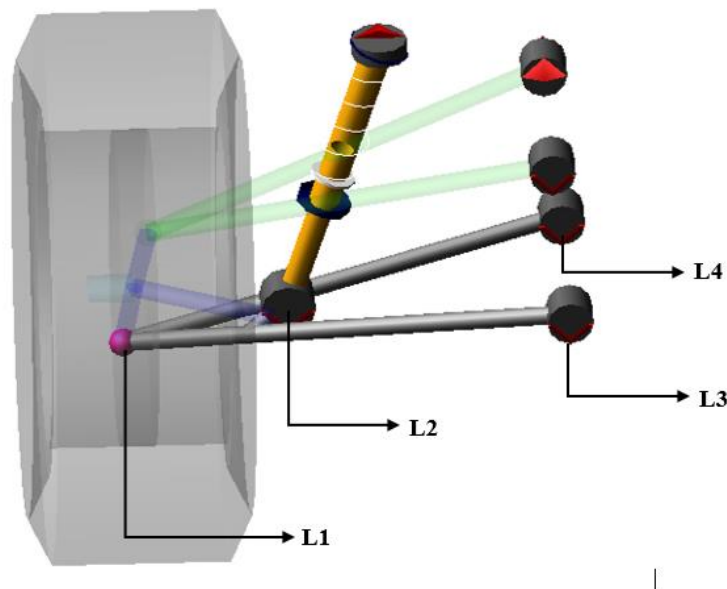


Figura 6. Bandeja inferior esquerda

Estes pontos foram selecionados por fazerem a conexão entre a bandeja e outros componentes. Neste sentido, **L1** é o local de acoplamento da bandeja com a manga da suspensão, **L2** conecta a bandeja ao conjunto da mola e amortecedor e por fim, **L3** e **L4** são associados ao chassi do automóvel.

Existem ainda trabalhos como o de Song et al (2010) que estuda a bandeja superior de uma suspensão em elementos finitos e utiliza em sua análise pontos semelhantes a esses, na qual é inserido carregamentos nas direções vertical, horizontal e longitudinal, o que corrobora para a escolha dos pontos apresentados na Fig.(6) deste trabalho.

A partir da Fig.(6) pode ser observado ainda que nos pontos **L2**, **L3** e **L4** são inseridas buchas disponíveis da biblioteca do software com seis graus de liberdade para transmissão de forças e no ponto **L1** existe uma junta esférica com 3 graus de rotação(MSC.ADAMS, 2014).

A Tab.(2) relaciona os pontos de interesse para obtenção das forças, com o tipo de elemento de ligação e seus graus de liberdade.

Tabela 2. Representação dos pontos nas bandejas

	Pontos	Tipo de elemento	Graus de liberdade
Bandeja inferior esquerda	L1	Junta esférica	3 de rotação
	L2	Bucha	6
	L3	Bucha	6
	L4	Bucha	6

O tipo de elemento de conexão inserido em cada ponto é fundamental para análise MBS, pois como o objetivo do trabalho é obter as forças (F_x , F_y e F_z) em **L1**, **L2**, **L3** e **L4** e o requisito para aquisição dessas medidas no ADAMS® é a existência dessas conexões.

2.2. Conceitos fundamentais sobre os perfis de pista

Segundo Sayers e Karamihas (1998) o perfil de pista é um sinal adquirido a partir da componente longitudinal da rodovia, como é apresentado na Fig.(7). Este perfil pode ser decomposto em dois elementos, o primeiro para representação da oscilação e o segundo para rugosidade da superfície.

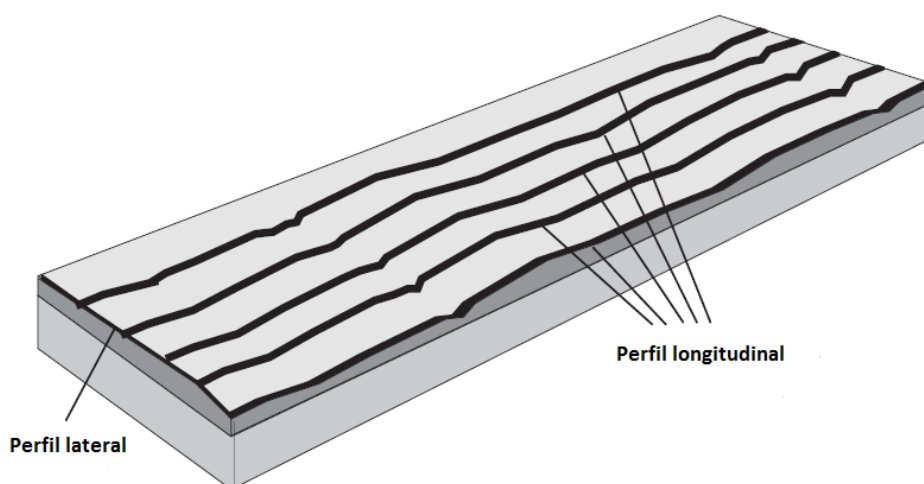


Figura 7. Perfil de pista longitudinal. Fonte Sayers e Karamihas (1998)

O perfil de pista utilizado neste trabalho foi adquirido da biblioteca do software CarSim®. Este sinal representa a superfície da rodovia para o lado esquerdo e direito do veículo, isto porque como entre as rodas existe uma distância de aproximadamente 1200 mm para protótipos mini-baja, equivalente a bitola do automóvel, cada roda irá experimentar

irregularidades distintas, o que configura perfis de pista diferentes para representação de uma mesma pista.

Neste contexto, Sayers e Karamihas (1998) definem que para inserção do sinal de pista no veículo, deve ser utilizado o sinal que representa o lado esquerdo da rodovia na roda esquerda do carro e o sinal de pista referente ao lado direito da pista na roda direita do automóvel, como é apresentado na Fig.(8).

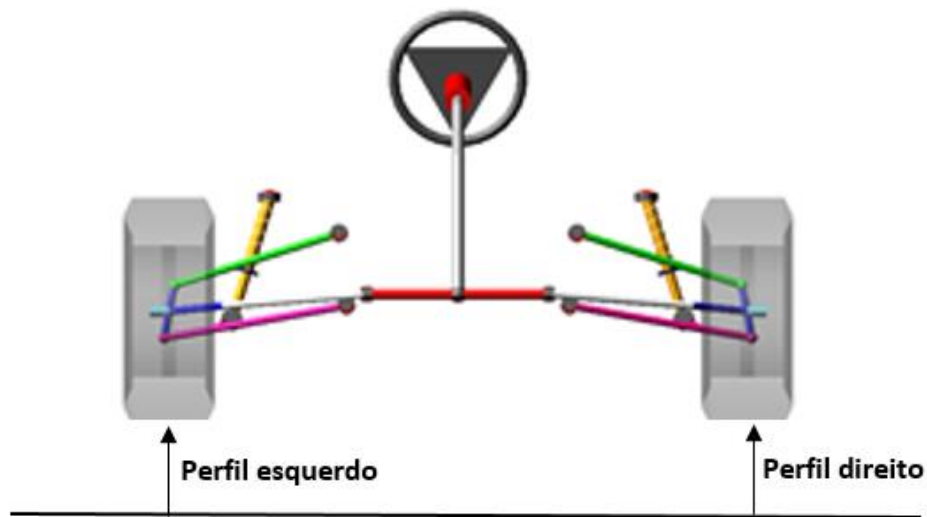


Figura 8. Inserção dos perfis de pista que representam uma rodovia no modelo MBS

A seguir, na Fig.(9) é mostrado o sinal adquirido no Carsim® que relaciona a amplitude das irregularidades em função do tempo.

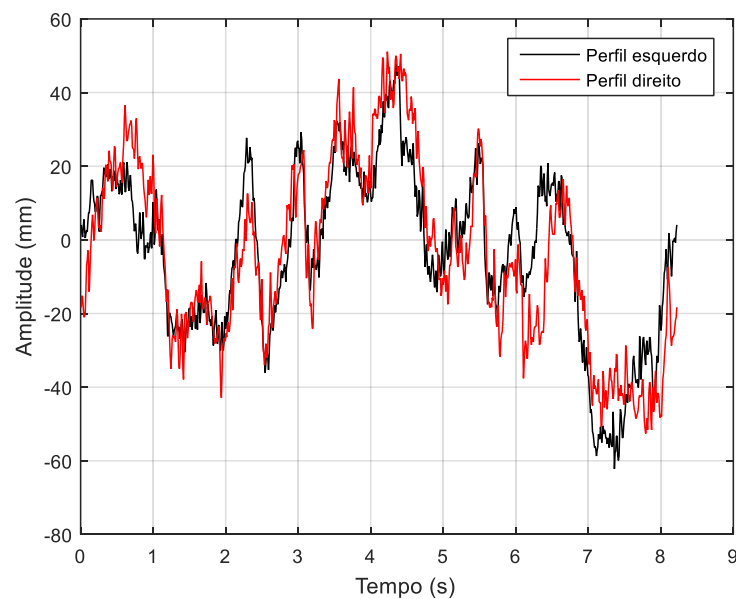


Figura 9. Perfis de pista esquerdo e direito

Este sinal originalmente é obtido em função da distância percorrida pelo veículo, isto é, amplitude (mm) com relação à distância (m). No entanto para análise MBS, foi necessário realizar a transformação de variáveis para que o sinal inserido pudesse ser relacionado corretamente ao tempo de simulação do ADAMS®, conforme é apresentado na Fig.(9).

2.3. Inserção do perfil de pista no modelo Multicorpos

Esta seção consiste no segundo estágio da Fig.(2), na qual será apresentado as metodologias de interpolação dos sinais de pista disponíveis no software, assim como a metodologia adotada para determinação do método.

A análise será realizada utilizando-se a ferramenta *Dynamic* do ADAMS®, que é adequada para usuários que irão definir funções para determinação do contato entre o pneu e a pista (MSC.ADAMS, 2014), como é o caso deste trabalho, onde esta relação é definida pelo sinal do perfil de pista apresentado na seção 2.2.

Para tanto os dados referentes ao perfil de pista são salvos em formato de texto e importados para o ADAMS®, onde é solicitado que esses sinais sejam interpolados. Para tanto, entre as opções apresentadas se destacam a *Cubic Spline* e *Akima Spline* que são métodos que visam a aproximação dos dados inseridos em uma função contínua (MSC ADAMS, 2014), na qual, o Cubic é mais indicado para representação de deslocamentos ao longo do tempo (MSC.ADAMS, 2010).

O intuito de se utilizar o perfil de pista para análise da suspensão é justificado pela busca de uma representação numérica mais realística, entretanto é questionado se a interpolação dos dados poderia acarretar em perdas significantes de amplitudes e consequentemente comprometer o resultado das análises.

Elaborou-se então um estudo que pode ser visto nas seções 2.3.1 e 2.3.2 no MatLab®, onde foram reproduzidas as condições encontradas no Adams para cada *spline*, a fim de definir qual método de interpolação será utilizado e se há grandes perdas.

2.3.1. Avaliação do método Cubic Spline para reprodução de perfis de pista

Press et al (2002) define que a partir de uma curva formada por N pontos, pode-se definir uma expressão polinomial para interpolação de ordem N – 1, chamada de interpolação de Lagrange, apresentado a seguir na Eq.(1).

$$P(x) = C_1 y_1 + C_2 y_2 + \dots + C_N y_N \quad (1)$$

Em que C_1 , C_2 e C_3 são definidos a seguir.

$$C_1 = \frac{(x - x_2)(x - x_3) \dots (x - x_n)}{(x_1 - x_2)(x_1 - x_3) \dots (x_1 - x_n)}$$

$$C_2 = \frac{(x - x_1)(x - x_3) \dots (x - x_n)}{(x_2 - x_1)(x_2 - x_3) \dots (x_2 - x_n)}$$

$$C_3 = \frac{(x - x_1)(x - x_2) \dots (x - x_{n-1})}{(x_n - x_1)(x_n - x_2) \dots (x_n - x_{n-1})}$$

Ainda de acordo com Press et al (2002), sabe-se que a *Cubic Spline* é um caso especial da interpolação de Lagrange apresentada pela Eq.(1). Desta forma, define-se a interpolação cubica a partir do polinômio apresentado a seguir na Eq.(2).

$$Y = Ay_j + By_{j+1} \quad (2)$$

Em que A e B são definidos a seguir, pela Eq.(3) e (4).

$$A = \frac{x_{j+1} - x}{x_{j+1} - x_j} \quad (3)$$

$$B = 1 - A \quad (4)$$

Aplicou-se então o método descrito pelas Eq.(1),(2) e (3) em um método computacional, a fim de definir a curva de interpolação para os dados do perfil de pista esquerdo, como pode ser visto na Fig.(10).

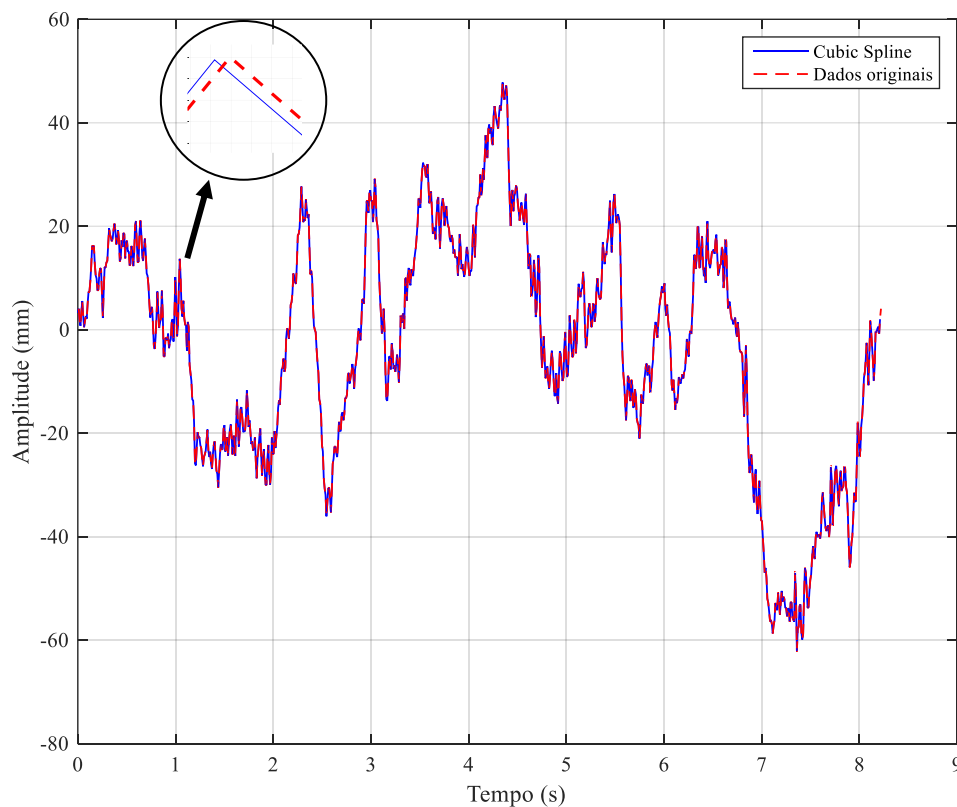


Figura 10. Comparação entre os dados do perfil de pista esquerdo e a interpolação Cubic Spline

Em seguida, foi realizado o cálculo para verificação da adequação entre os dados originais e a curva interpolada através da Cubic Spline e constatou-se que há 99,9087% de aproximação entre eles.

2.3.2. Avaliação do método Akima Spline para reprodução de perfis de pista

Segundo Akima (1970), a partir de uma curva formada por três pontos conhecidos (1,2 e 3), como é apresentado a seguir na Fig.(11), consegue-se definir uma expressão para determinação de 4 e 5.

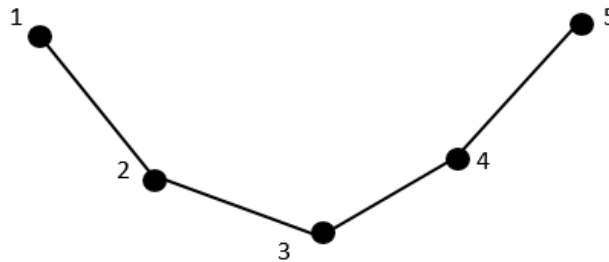


Figura 11. Exemplo de curva. Fonte: Adaptado de Akima (1970)

Para tanto define-se que os pontos (1,2,3,4 e 5) podem ser expressos em forma de coordenadas (x_i, y_i) , em que $i = 1, 2, 3, 4$ e 5 . Além disso, assume-se que essa curva pode ser definida pela Eq.(5) (AKIMA, 1970).

$$\begin{aligned} X &= g_0 + g_1z + g_2z^2 \\ Y &= h_0 + h_1z + h_2z^2 \end{aligned} \quad (5)$$

Em que os valores de g_i e h_i são constantes e $z = i$.

A partir da determinação das constantes do problema, as coordenadas (x_4, y_4) e (x_5, y_5) podem ser expressas segundo a Eq.(6), que relaciona os pontos conhecidos (1,2 e 3) com os pontos desconhecidos (4 e 5) (AKIMA, 1970).

$$\begin{aligned} (x_5 - x_4) - (x_4 - x_3) &= (x_4 - x_3) - (x_3 - x_2) = (x_3 - x_2) - (x_2 - x_1) \\ (y_5 - y_4) - (y_4 - y_3) &= (y_4 - y_3) - (y_3 - y_2) = (y_3 - y_2) - (y_2 - y_1) \end{aligned} \quad (6)$$

A partir da Eq.(6) foi elaborada uma rotina computacional para aplicar esta interpolação nos dados do perfil de pista. Neste sentido, utilizou-se o lado esquerdo do perfil de pista apresentado na seção 2.2.

O resultado desta interpolação pode ser observado na Fig.(12), onde é apresentada a comparação entre a curva original do perfil de pista e a interpolada.

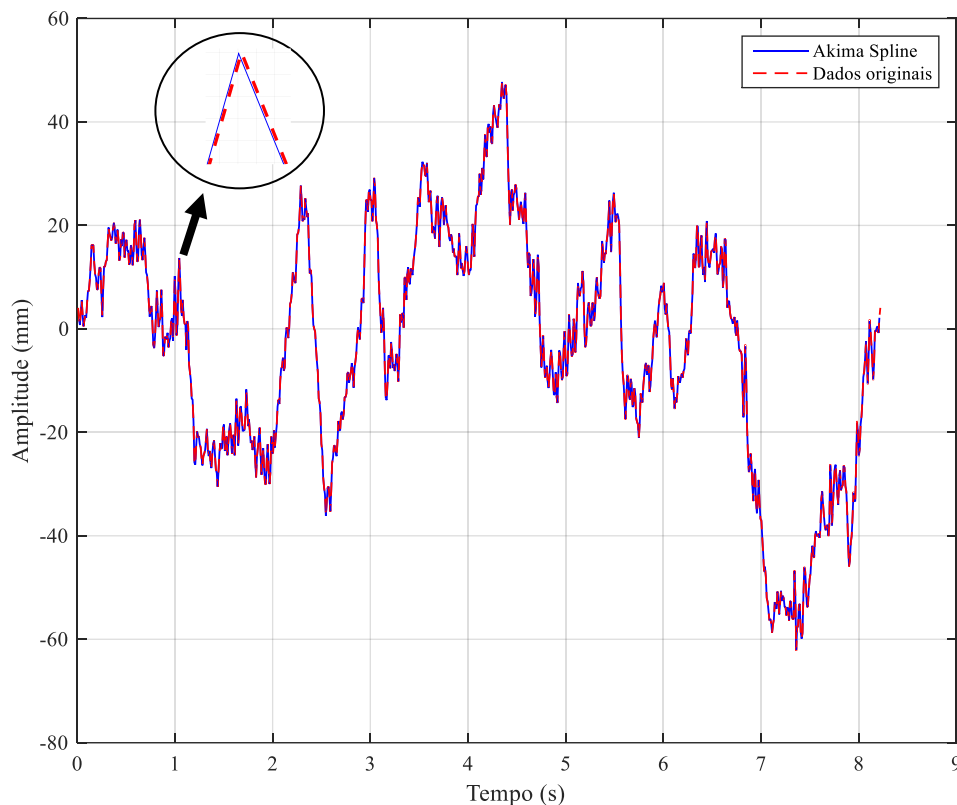


Figura 12. Comparação entre os dados do perfil de pista esquerdo e a interpolação de Akima

Foi realizado também o cálculo para análise de adequação entre os dados originais e a interpolação de Akima, e verificou-se que há 99,9083% de proximidade entre as curvas.

A diferença encontrada no emprego da interpolação de Akima e a *Cubic* só pode ser notada na quarta casa decimal. Neste sentido, percebe-se que não há perdas efetivas em amplitude ao interpolar os dados para inserção no software de modelagem MBS a partir de ambos os métodos. Optou-se então, por utilizar a *Cubic Spline*, de acordo com o recomendado pelo MSC.ADAMS (2010) para a aplicação desejada.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Esta seção se refere aos estágios três e quatro da Fig.(2), portanto é destinada a apresentação e discussão dos resultados adquiridos a partir da aquisição de forças nas bandejas inferiores. Neste sentido, será utilizado a nomenclatura estabelecida na seção 2.1.

Será apresentado, no entanto, somente os resultados específicos (F_x , F_y e F_z) de cada ponto para a bandeja inferior esquerda, conforme foi estabelecido na seção 2.1.

Nos resultados que serão apresentados, pode ser observado para cada ponto a força em função do tempo e seu respectivo histograma, que é utilizado neste estudo em caráter preliminar para compreensão da distribuição dos dados, de modo que não se pretende propor as funções densidade e probabilidade associadas aos sinais e sim destacar os valores de maior frequência das amostras.

Para auxiliar o entendimento da composição de F_x , F_y e F_z na força resultante foi elaborado a Tab.(3) na qual é relacionado a porcentagem de cada componente de força na solicitação resultante com relação aos pontos de medição definidos na seção 2.1.

Tabela 3. Composição de forças nos pontos de aquisição

Pontos	Composição das forças na magnitude		
	F_z (%)	F_y (%)	F_x (%)
L1	92	7	1
L2	75	24	1
L3	57	42	1
L4	59	40	1

A partir da Tab.(3) pode ser facilmente notado que em **L1** F_x é pouco relevante, ao passo que F_y , apesar de significativo, ainda é pequeno se comparado com F_z , que compõe a maioria da força resultante neste ponto.

Este fenômeno visualizado na Tab.(3) pode ser observado também nas Fig.(13) e (14) onde devido à grande participação de F_z na composição da força resultante, não se consegue distinguir claramente diferença entre as curvas (F_z e Magnitude).

Além disso, nota-se que a força longitudinal sofre uma pequena variação em torno de um valor médio de zero, o que corrobora com o que é defendido por Gillespie (1992) que determina que a maior parte da força trativa é relativa ao movimento do veículo, e como não há movimentação na direção “X”, definida na seção 2.1, aceita-se que haja pouca solicitação nessa direção.

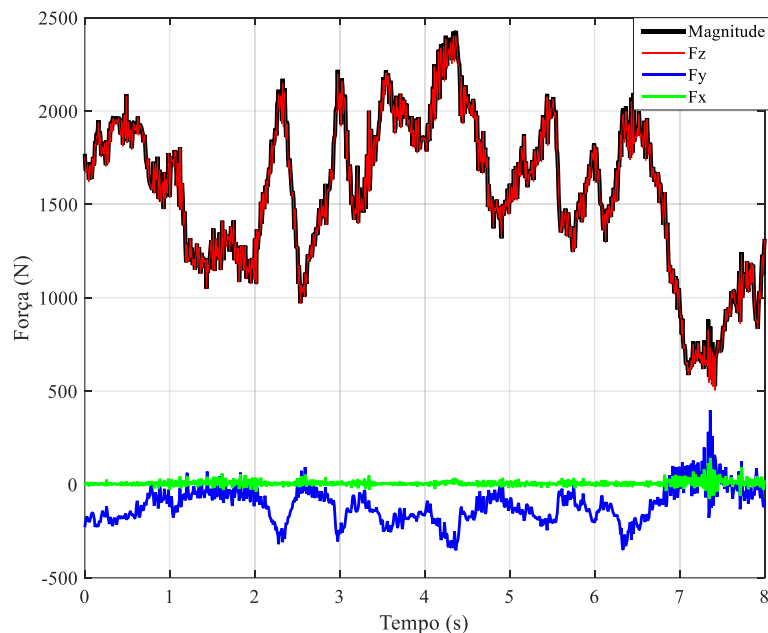


Figura 13. Forças atuantes em L1

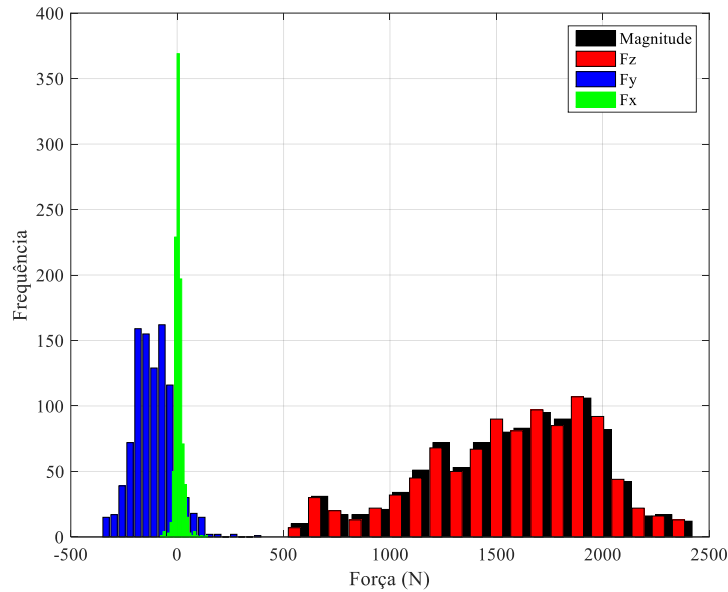


Figura 14. Histogramas das forças para L1

Na Tab.(3) pode ser visto que para o ponto **L2** (definido na seção 2.1) F_y passa a ter maior participação na composição da força resultante o que a torna mais significativa para análise, enquanto F_z prevalece como a força que mais contribui na composição da solicitação resultante, apesar que seu valor diminuiu quando comparado com **L1**. F_x permanece com 1% de contribuição.

Em seguida, nas Figuras (15) é apresentado o gráfico da força no tempo no ponto **L2**. Nota-se a partir dessa figura, que a força normal (F_z) tem resposta negativa e um comportamento muito parecido com o da Magnitude, apesar de inverso devido ao eixo de coordenadas do modelo. Além disso, neste ponto observa-se maior relevância no valor da força lateral (F_y) entre os pontos, devido a resposta do conjunto mola – amortecedor na bandeja. A força longitudinal F_x , sofre uma pequena variação em torno de zero.

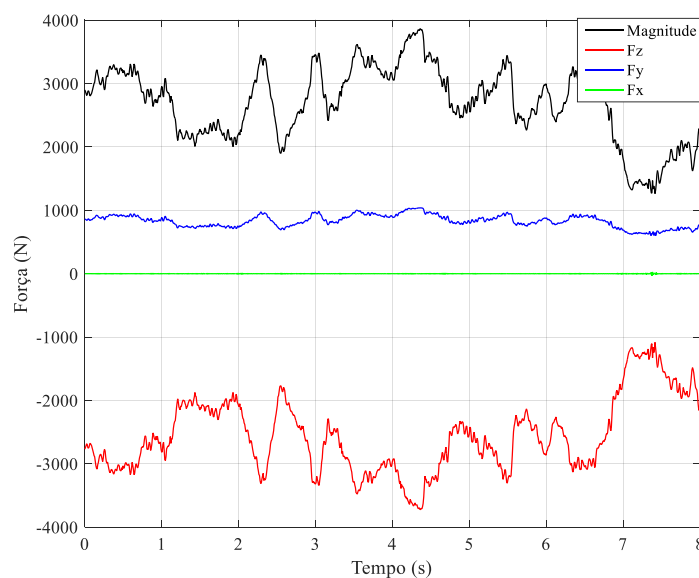


Figura 15. Forças atuantes em L2

Na Fig.(16) é apresentado o histograma das forças atuantes no ponto **L2**, no entanto não é apresentado o histograma da força F_x , pois como a variação em torno de zero foi muito baixa, seus valores recaíram em uma única classe, portanto optou-se por retirar esse dado dessa análise. Contudo, isto mostra como a variação observada na Fig.(15) é pequena.

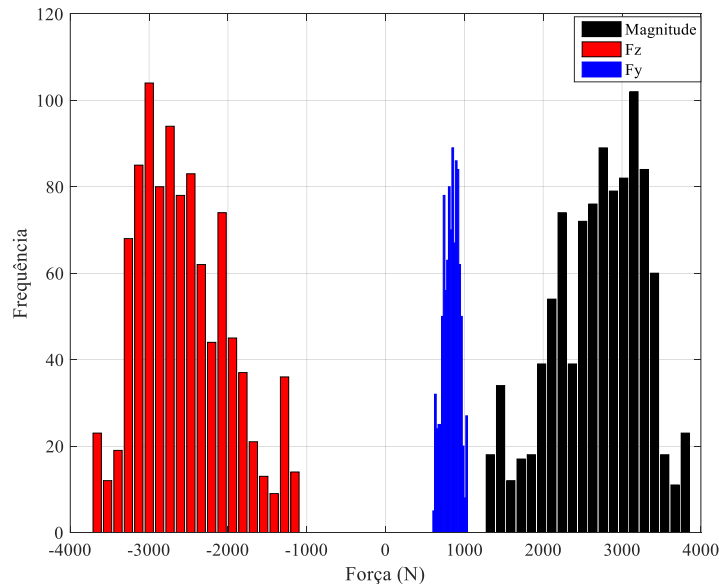


Figura 16. Histograma das forças atuantes em L2

De acordo com os dados apresentados na Tab.(3), nota-se que F_z apesar de ainda ser a força que mais contribui para a força resultante é tão relevante quanto a força F_y , o que mostra que na conexão dos braços da suspensão com o chassi a força lateral é bastante significativa. A força longitudinal permanece com 1% na composição geral.

Na Fig.(17) é apresentado as forças atuantes em **L3** na qual percebe-se os que as forças normal (F_z) e lateral (F_y) compõe a maior parte da magnitude, ao passo que a força longitudinal, assim como nos pontos anteriores, se distribui em torno de uma média zero.

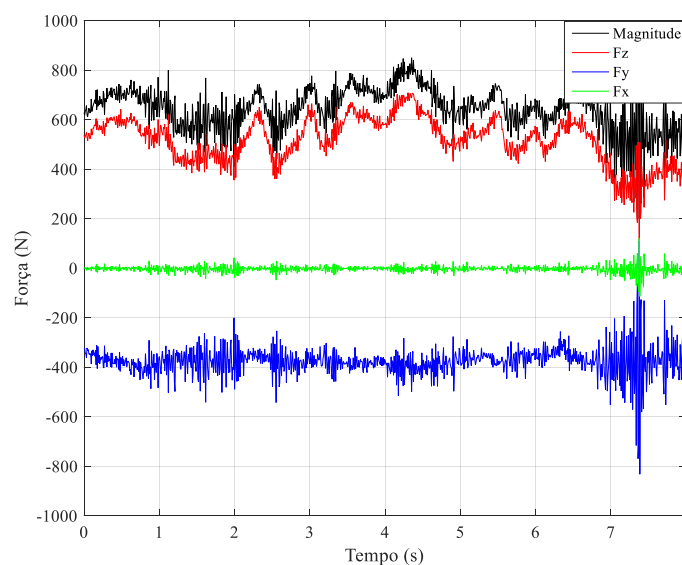


Figura 17. Forças atuantes em L3

Na Fig.(18) é apresentado o histograma para as forças F_x, F_y, F_z e Magnitude no ponto **L3**, onde nota-se que diferente dos outros pontos a força longitudinal (F_x) sofre maior variação e passa a ser representado por mais classes em seu histograma.

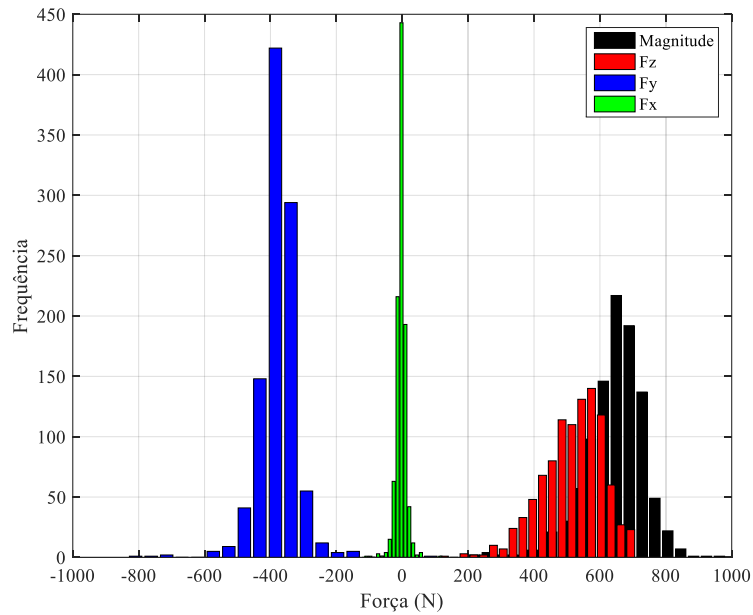


Figura 18.Histograma das forças atuantes em L3

Nas Fig. (18) e (19) é mostrado as forças em função do tempo e seu histograma em **L4**. O comportamento dessas forças, é bastante semelhante ao encontrado para L3, como é esperado, afinal ambos os pontos fazem a conexão entre a bandeja inferior e o chassi do veículo.

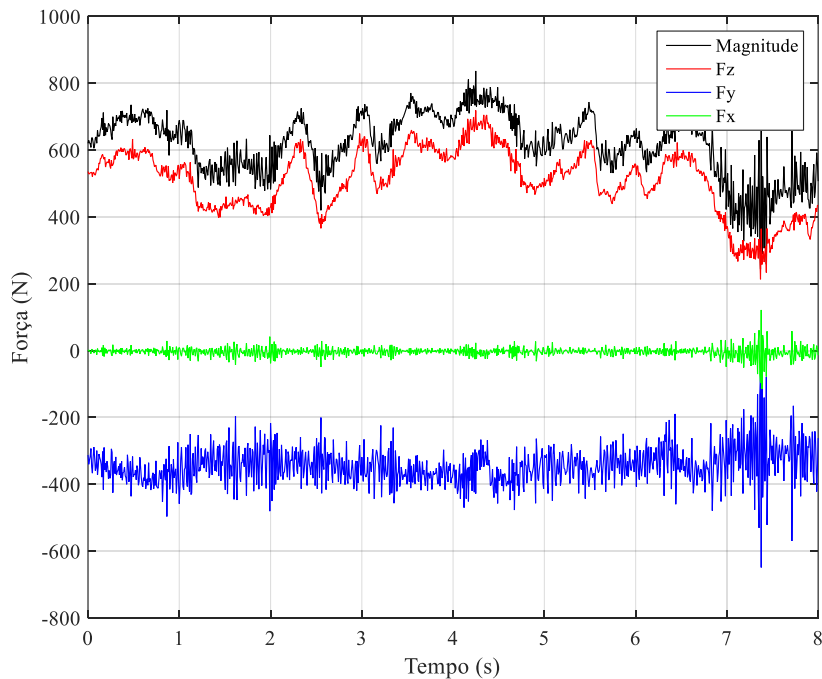


Figura 19.Forças atuantes em L4.

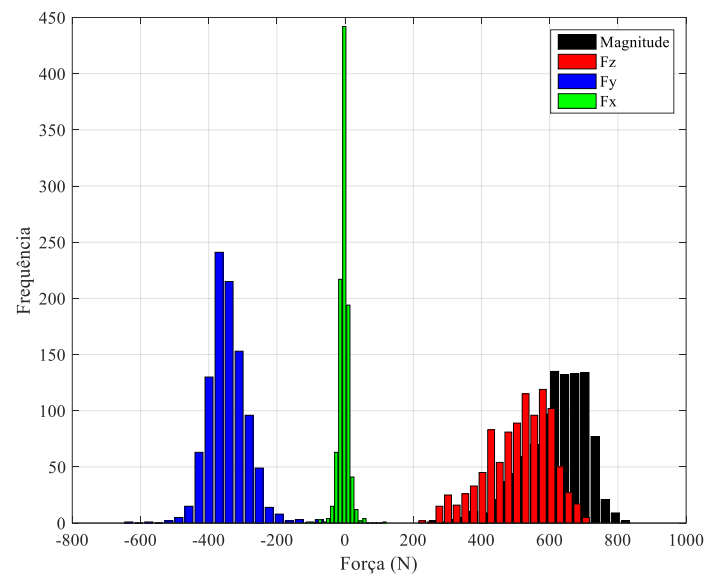


Figura 20. Histograma das forças atuantes em L4

De maneira geral, percebe-se que como não há movimento longitudinal no modelo MBS, a força F_x , se distribui em torno de zero em todos os pontos e de acordo com a Tab. (3) representa somente 1% da composição total das forças, de modo que pode-se considerar que F_x é insignificante para definição do histórico de carregamento relativo a resposta do veículo quando submetido a deslocamentos verticais (perfis de pista).

A partir desses resultados, pretende-se em trabalhos futuros, conforme discutido na seção 1 e 2 utiliza-los como dados de entrada para análise MEF da bandeja inferior, a fim de garantir que a análise de elementos finitos considera os efeitos cinemáticos da suspensão submetida a um perfil de pista, onde em cada um dos pontos estabelecidos na seção 2.1 será inserido um sinal para F_z e F_y e então realizar a análise de fadiga sobre o componente.

4. CONCLUSÕES

A suspensão foi modelada em MBS, onde mediu-se as forças longitudinais, laterais, normais e a magnitude nos pontos de ancoragem da bandeja inferior. Os resultados confirmam que a força longitudinal (F_x) pode ser desprezada na análise, pois não há movimento nesta direção. A força lateral, no entanto, não pode ser desprezada, pois compõe uma componente importante da Magnitude. A força normal (F_z), de maneira geral, é a mais representativa para força total, no entanto, apesar de predominante, não pode ser considerada isoladamente para modelagem numérica da bandeja. Notou-se ainda que, para aplicar esses históricos de carregamento em uma análise MEF, pode ser preciso aplicar um filtro para suavizar o sinal. Neste contexto a modelagem MBS, se apresenta como uma poderosa ferramenta para entendimento e análise de uma suspensão e seus componentes em métodos numéricos, afinal, a partir dessa simulação pode-se, no futuro, analisar a bandeja inferior em elementos finitos, considerando os efeitos cinemáticos da relação pneu-pista, o que torna a análise mais realística.

REFERÊNCIAS

- Andrade GO. Dimensionamento geométrico e análise elastocinemática e suspensão automotiva do tipo Duplo A. 2013. Trabalho de conclusão de curso – Universidade de Brasília.
- Akima H. A New Method of Interpolation and S m o o t h Curve Fitting Based on Local Procedures. *October*. 1970.
- Blundell, M. & Harty, D. Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics. 518 (2004)
- Busch, M. & Schweizer, B. Coupled simulation of multibody and finite element systems: An efficient and robust semi-implicit coupling approach. *Arch. Appl. Mech.* 82, 723–741 (2012).
- Els, P. S., Theron, N. J., Uys, P. E. & Thoresson, M. J. The ride comfort vs. handling compromise for off-road vehicles. *J. Terramechanics* 44, 303–317 (2007).
- Gillespie, TD. “Fundamentals of vehicle dynamics”. 1992. Society of Automotive Engineers, Inc.
- Hasagasioglu, S., Kilicaslan, K., Atabay, O. & Güney, A. Vehicle dynamics analysis of a heavy-duty commercial vehicle by using multibody simulation methods. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* 60, 825–839 (2012).
- Kamal M, Rahman MM, Rahman AGA. Fatigue Life evaluation of suspension knuckle using multibody simulation technique. 2012.
- Konieczny Ł, Burdzik R, Łazarz B. Analysis of properties of automotive vehicle suspension arm depending on different materials used in the MSC . Adams environment. 2012.
- Lak, M. A., Degrande, G. & Lombaert, G. The effect of road unevenness on the dynamic vehicle response and ground-borne vibrations due to road traffic. *Soil Dyn. Earthq. Eng.* 31, 1357–1377 (2011).
- Nunes MA, Silva RC. MSC ADAMS: Guia prático de Utilização. São Paulo: Editora Edgard Blucher. 2014.
- MSC Adams. About Adams/solver, 2010.
- MSC.Adams.About Adams/Help, 2014.
- Press WH, et al. Numerical Recipes in C. 2002. Cambridge University Press. Nova York.
- Reimpell J, Stoll H, Beltzler JW. The automotive Chassis. 2001. Reed Elsevier and Professional Publishing Ltd.
- Rodrigues, LP. Proposição de perfis de pista baseado no efeito em fadiga de suspensões. 2015. Trabalho de conclusão de curso – Universidade de Brasília.
- Sayers, M.W.; Karamihas, S.M., “The little book of profiling: Basic information about measuring and interpreting road profiles”. 1998. University of Michigan.
- Song XG, Jung JH, Son HJ, Park JH, Lee KH, Park YC. Metamodel-based optimization of a control arm considering strength and durability performance. *Comput Math with Appl.* 2010.
- Swidergal, K. et al. Experimental and numerical investigation of blankholder’s vibration in a forming tool: a coupled MBS-FEM approach. *Prod. Eng.* 9, 623–634 (2015).

Tică M, Dobre G, Mateescu V, Virzi-Mariotti G, Influence of Compliance for an Elastokinematic Model of a Proposed Rear Suspension. *International Journal of Automotive Technology*. 2013.

Uys, P. E., Els, P. S. & Thoresson, M. Suspension settings for optimal ride comfort of off-road vehicles travelling on roads with different roughness and speeds. *J. Terramechanics* 44, 163–175 (2007).

Vrána T, Bradáč J, Kovanda J. Elasto-Kinematic Computational Model of Suspension With Flexible Supporting Elements. *Acta Polytech.* 2016;56(2):147.